

## ПОКАЗАТЕЛИ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПРИВОДА

Волков В.Н., Бурмистров В.А., Тимохова О.М.

*ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет» (169300, Республика Коми, г. Ухта, ул. Первомайская, 13), [chonochka@mail.ru](mailto:chonochka@mail.ru)*

Проведенный в статье анализ научно-исследовательских работ показывает, что основная масса выполненных исследований рассматривает работу гидравлических систем, эксплуатирующихся в умеренных климатических зонах и с установившемся характером движения жидкости. Коэффициенты, учитывающие трение жидкости и местные гидравлические сопротивления, берутся для механизмов, работающих при положительных температурах. Экспериментальные исследования отдельной гидросистемы свидетельствуют о том, что в определенные моменты максимальное давление может достигать больших значений, что нередко служит причиной механического разрушения трубопроводов и отдельных агрегатов гидросистемы. Установлено, что проведение исследовательских работ по определению динамических нагрузок, возникающих из-за колебаний давления рабочей жидкости, пульсации давления, гидравлических ударов, как следствие влияния климатических факторов, помогут выбрать рациональные схемы с целью повышения энергетических возможностей при работе гидроприводов в районах Крайнего Севера.

Ключевые слова: гидропривод, надежность, нагруженность, гидравлические потери, температурный режим, давление.

## HYDRAULIC PERFORMANCE RELIABILITY

Volkov V.N., Burmistrov V.A., Timokhova O.M.

*"The Ukhta state technical university" (169300, Komi Republic, Ukhta, Pervomayskaya St., 13), [chonochka@mail.ru](mailto:chonochka@mail.ru)*

Analysis carried out in the article of scientific research shows that the bulk of the research examines the work of hydraulic systems operating in temperate zones and to establish the nature of fluid motion. Coefficients for the fluid friction and local hydraulic resistance, taken to mechanisms operating at positive temperatures. Experimental studies of separate hydraulic indicate that at certain times the maximum pressure can reach high values, which is often a cause of mechanical destruction of pipelines and separate units hydraulic system. Found that conducting research to determine the dynamic loads arising from fluctuations fluid pressure, pressure pulsation, hydraulic shock as a result of the influence of climatic factors that help you choose the rational schemes to improve energy opportunities at work hydraulic drives in the Far North.

Keywords: hydraulic, reliability, loading, hydraulic losses, temperature, pressure.

Опыт эксплуатации гидравлических систем лесозаготовительных машин показывает, что их работоспособность существенно зависит от тепловой нагруженности элементов системы. Как известно, узлы и механизмы систем при эксплуатации в районах Крайнего Севера работают в крайне тяжелых эксплуатационных режимах. Нарушение нормального теплового режима гидравлической системы при температурах 0 до  $-40^{\circ}\text{C}$  окружающего воздуха приводит к повышению вязкости рабочей жидкости, вызывает повышенное сопротивление при движении жидкости по трубопроводам и узлам гидросистемы. В момент запуска насос некоторое время либо вообще не прокачивает ее, либо работает в кавитационном режиме.

В существующих гидравлических системах, при низких температурах окружающего воздуха, температура рабочей жидкости не поддерживается в оптимальных пределах, т.к. тепловой баланс не постоянный. Основным источником нагрева жидкости является

дросселирование жидкости в регулирующей аппаратуре управления. Жидкость нагревается также при преодолении сопротивлений в процессе движения по рабочим каналам гидравлических агрегатов и систем. Следовательно, температура рабочей жидкости зависит как от температуры окружающего воздуха, так и от напряженности работы гидромеханизма.

Верхний предел температуры рабочей жидкости зависит от температуры окружающей среды, интенсивности работы гидропривода, компоновки гидравлической системы, емкости баков и рабочих цилиндров. Обычно, при положительной температуре окружающего воздуха, после запуска и нагружения системы через 0,5...1,5 часа устанавливается температура равная 40...80 °С. Работы по изучению теплового режима гидравлических систем не всегда четко учитывали влияние отрицательных температур окружающего воздуха, особенно если эти температуры находятся в пределах -20...-50 °С. Также не учитывалось влияние на тепловой режим температуры узлов и агрегатов гидравлической системы, скорости перемещения механизма, временных остановок двигателя, время работы гидропривода на холостом ходу и в рабочем режиме.

Практикуемый в настоящее время метод расчета теплового режима гидроприводов предполагает, что в каждый момент времени температура всех точек гидропривода одинакова, т.е. происходит достаточно эффективный теплообмен внутри гидропривода, а коэффициент теплопередачи во внешнюю среду и среднее за цикл теплообразование (потери) постоянны. Получающиеся, при решении уравнения теплового баланса, значения температуры характеризуют средний нагрев жидкости в каждый момент времени. Фактически многие агрегаты и узлы гидропривода расположены в различных местах, что существенно влияет на температуры агрегата и рабочей жидкости.

Наиболее значительные исследования теплового режима провел Кальбус Г. А. [5]. В своей работе он рассмотрел температурный режим тракторных гидросистем, где учел факторы, определяющие поступление и отвод тепла, и вывел формулы для определения времени разогрева рабочей жидкости.

Анализ научных исследований, выполненных различными авторами по оценке работы гидравлических систем тракторов в различных климатических районах и влияния отрицательных температур окружающей среды на показатели надежности гидропривода, показывает, что до настоящего времени отсутствует проверенная методика расчета гидравлических систем, и это не позволяет обоснованно выбрать оптимальный вариант системы для районов Крайнего Севера. Создание такой методики возможно только на основе изучения теплового баланса гидравлической системы и всех видов теплообмена: лучистого, конвективного и за счет теплопроводности.

В условиях отрицательных температур наиболее характерным движением жидкости является ламинарный режим течения, при котором теплообмен затруднен, а распределение энергии по слоям весьма неравномерно. При течении жидкости, которое сопровождается ее охлаждением, слои жидкости, непосредственно прилегающие к стенке, имеют температуру более низкую, а вязкость более высокую, чем в основном ядре потока. Вследствие этого происходит более интенсивное торможение пристенных слоев жидкости и уменьшение градиента скорости у стенки.

В работах Башта Т. М. [2] и Вардугина В. Н. [4] не полностью отражены изменения фактических параметров рабочей жидкости и материала, из которого выполнены узлы и детали гидропривода. Авторы, рассчитывая температуру рабочей жидкости, не учитывали все дополнительные источники тепла, которое получает гидравлическая система (излучение, стыковка с более нагретой деталью и т.д.), также ими не учитывались все виды теплопередачи в окружающую среду и к более металлоемким деталям.

Исследования влияния температурного фактора на надежность гидравлических систем показали, при положительной температуре окружающего воздуха через 0,5...1,5 часа после запуска системы устанавливается равным 40...80 °С.

При отрицательных температурах, как следует из таблицы, большую часть времени гидропривод работает на масле с температурой 20...40 °С. Обращает на себя внимание тот факт, что с понижением температуры окружающей среды время прогрева рабочей жидкости до температуры 30...40 °С возрастает, а при температурах в пределах -10...-20 °С даже при положительном промежутке времени прогрева температура рабочей жидкости не достигла оптимального параметра. Это значит, что узлы и механизмы гидропривода будут работать в неблагоприятных условиях.

Анализ проведенных научных работ по исследованию теплового режима показывает, что во всех исследованиях не учитывались специфические конструктивные особенности выполнения и размещения узлов и агрегатов, физические свойства рабочих жидкостей и материалов принимались постоянными и не зависящими от температуры, не учитывалось влияние дополнительных источников тепла, а также в расчетах не учитывались все виды теплоотдачи тепла.

Важность правильного расчета неустановившегося движения жидкости становится особенно очевидной, если учесть, что для современного гидропривода характерна тенденция к постоянному повышению скоростей, давления и точности функционирования механизмов. Уравнение неустановившегося течения жидкости в трубопроводе приводится в работе Б. Б. Некрасова [6]:

$$Z_1 + \frac{P_1}{V} + \alpha_1 \cdot \frac{V^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{V} + \alpha_2 \cdot \frac{V^2}{2g} + \Sigma h_n + \Sigma h_{ин} \quad (1)$$

где  $\Sigma h_n$  – потери напора по длине;  $\Sigma h_{ин}$  – инерционный напор.

В большинстве случаев потеря давления  $\Delta P$  на отрезке трубопровода, обусловленная сопротивлением трения, вычисляется по формулам, полученным из уравнения:

$$\Delta P = \frac{128}{\Pi} \cdot \gamma \cdot \rho \cdot \frac{L}{a^4} \cdot Q \quad (2)$$

Баланс потерь энергии в трубопроводах, распределительных и предохранительных устройствах при установившемся движении отличается от неустановившегося движения жидкости тем, что наиболее существенным являются гидравлические и объемные потери. Так, в трубопроводах имеют место в основном гидравлические потери за счет трения, вызываемого смещением слоев вязкой жидкости и трения жидкости о стенки трубопровода.

В. В. Лаханиным предложена формула для определения безразмерного коэффициента трения  $\lambda_n$  при неустановившемся ламинарном режиме движения жидкости.

$$\lambda_n = \frac{64 - 44A^{0,47}}{\text{Re}^{1-0,47A}},$$

$$A = \frac{c_0 \cdot \frac{d \cdot V}{d \cdot \tau}}{V^2} \quad (3)$$

где  $c$  – радиус трубы;  $\frac{d \cdot V}{d \cdot \tau}$  – ускорение жидкости, вычисляемое, как среднее за промежуток времени и осредненное по сечению;  $V$  – средняя скорость течения жидкости.

В описанном автором гидравлическом механизме при движении потока жидкости, кроме потерь на трение, имелись также потери в местных сопротивлениях – суммарное количество, которых автор учитывал особо. В статье не указано, каким образом эти сопротивления определялись с учетом особенностей установившегося движения жидкости. В реальных условиях потери, как правило, превышают расчетные. Расхождения фактических и расчетных данных может быть объяснено не точным учетом всех местных потерь при работе гидромеханизмов в условиях низких температур. Однако кроме потерь напора, который в значительной степени зависит от гидравлического сопротивления в магистралях и узлах, могут возникать пульсирующие и избыточные давления, возникающие в процессе эксплуатации.

Пульсация подачи жидкости влечет за собой пульсацию давления, а так как жидкость обладает высоким модулем упругости, то амплитуда пульсации давления в системе может значительно превосходить амплитуду пульсации расхода.

Критерием неравномерности служит коэффициент неравномерности подачи  $\delta$ , который определяется по формуле:

$$\delta = \frac{g_{\max} - g_{\min}}{\frac{1}{2} \cdot (g_{\max} + g_{\min})} \quad (4)$$

где  $g_{\max}$ ,  $g_{\min}$  – максимальное и минимальное значения суммарной мгновенной подачи.

Идеальная подача шестеренного насоса рассчитывается по формуле:

$$Q_i = \Pi \cdot D_0 \cdot (D_n - D_0) \cdot B \cdot \Omega \quad (5)$$

где  $D_0$  – диаметр начальной окружности шестерни;  $D_n$  – диаметр окружности по головкам зубьев шестерен;  $B$  – ширина шестерни;  $\Omega$  – угловая скорость вращения вала насоса.

Однако в действительности подача насоса на практике не соответствует теоретической, т.к. наличие различных факторов, которые меняются в процессе эксплуатации насоса, вызывают изменения выходных параметров.

Подача насоса меньше идеальной на величину объемных потерь, т.е.

$$Q = Q_i - Q_{ym} - Q_g \quad (6)$$

где  $Q_{ym}$  – утечка и перетечка рабочей жидкости через различные зазоры, зависящие от давления жидкости, величины зазоров и вязкости жидкости;  $Q_g$  – потери от недозаполнения на всасывании.

Гидравлические потери  $\Delta P$  складываются из потерь энергии во входной и выходной полостях насоса, на входе и выходе из органа управления и рабочего органа. Работа гидросистем на рабочих жидкостях, имеющих в начальный период работы, а иногда и на протяжении всего рабочего цикла, повышенную вязкость, является основной причиной больших гидравлических потерь в магистралях, что приводит к уменьшению объемной подачи и объемных к.п.д. насосов. Объемные потери определяются величиной утечки из полости высокого давления, но при большей вязкости рабочей жидкости эти потери бывают незначительными.

Механические потери – это потери на трение в сопряжениях качающего узла. При низких температурах потери достигают значительных величин. Они возникают в результате сухого трения в парах подвижных и неподвижных элементов, и часто это является одним из факторов, вызывающих снижение работоспособности деталей и узлов гидропривода.

Анализ объемных и механических потерь не возможен без знаний точной величины объема заполнения впадин шестерен насоса, потому что потери определяются не только этими факторами, но и величинами разрежения зоны всасывания, вязкости масла, температуры окружающей среды и жидкости. При больших разрежениях из рабочей

жидкости происходит выделение растворенного воздуха и подсос атмосферного воздуха через каркасный сальник вала насоса и мест соединений с баком. При этом нарушается однофазность рабочей жидкости.

Опыт эксплуатации отдельной гидросистемы свидетельствует о том, что в определенные моменты максимальное давление может достигать больших значений, что нередко служит причиной механического разрушения трубопроводов и отдельных агрегатов гидросистемы. Такие перегрузки являются следствием колебаний давления. В условиях эксплуатации различные факторы, вызывающие колебания давления в магистралях гидросистемы, действуют одновременно и в различных сочетаниях.

Изменение давления в магистрали на выходе из насоса показано на циклограмме (рис. 1), где время  $t_a$  соответствует остановке поршня при его упоре в крышку.  $P_x$  – давление холостого насоса,  $P_p$  – рабочее давление в момент остановки поршня,  $P_{np}$  – давление, при котором работает предохранительный клапан.

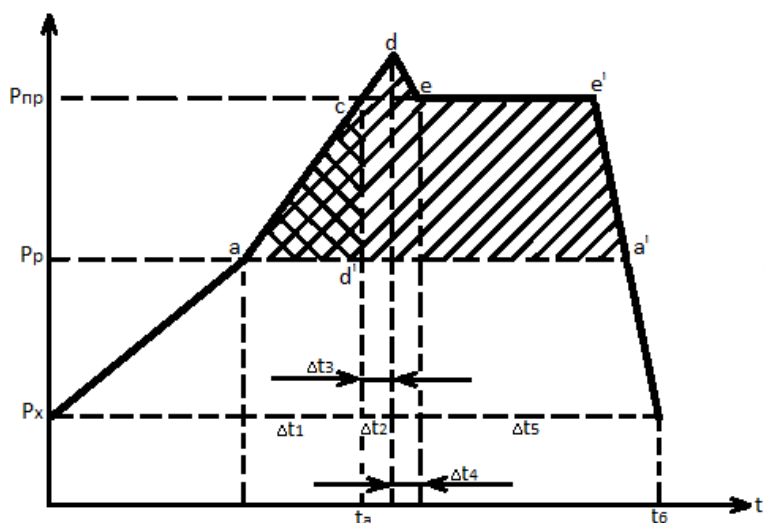


Рис. 1. Изменение давления в нагнетающей магистрали насосов

Заштрихованные участки, лежащие выше линии  $aa^1$ , характеризуют перегрузку гидропривода при окончании процесса подъема. Перегрузка, выражаемая участком  $acae^1a^1$ , объясняется тем, что перевод золотника распределителя в нейтральное положение происходит при повышенных вязкостях рабочей жидкости с некоторым запаздыванием (время  $t_6$ ). В интервале времени  $t_a$  до  $t_6$  насос качает рабочую жидкость в практически неизменяемую по объему полость цилиндра, в результате этого давление резко повышается и гидропривод некоторое время работает на давлении предохранительного клапана. При работе гидропривода в нормальных условиях эксплуатации режим перегрузки может составлять несколько десятых секунды, при отрицательных температурах нахождение системы под перегрузкой будет значительно больше.

Конечное давление в гидросистеме складывается из следующих элементов (рис. 2):

$$P_{кон} = P_p + \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (7)$$

где  $P_p$  – рабочее давление;  $\Delta P_1$  – разность давлений регулировки клапанного устройства и рабочего;  $\Delta P_2$  – разность давлений в конце и в начале срабатывания предохранительного устройства.

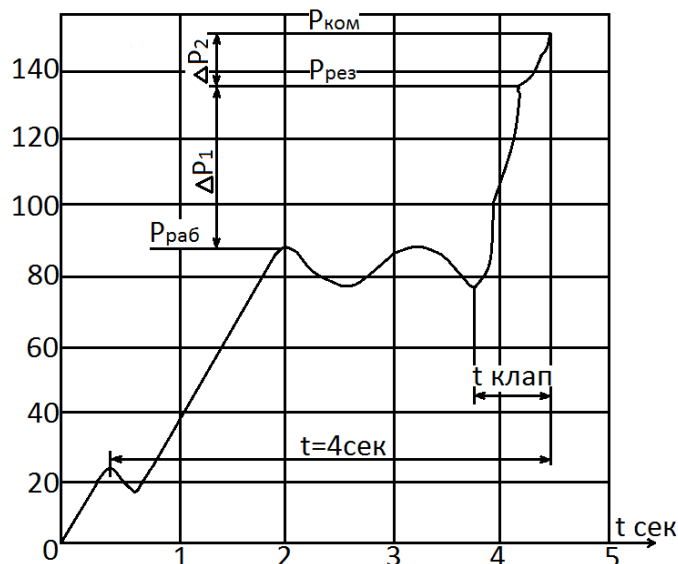


Рис. 2. Работа клапанных устройств распределителя

Из графика видно, что рабочее давление  $P_p$  и давление регулировки  $P_{рез}$  имеет разрыв  $\Delta P_1 = P_{рез} - P_p$ . Общий разрыв между рабочим давлением и конечным представляет собой бесполезное давление, которое при работе в условиях минусовых температур изменяется в широких пределах. Это давление является следствием запаздывания срабатывания предохранительных устройств и вызывает превышение давления над паспортным.

Анализ научно-исследовательских работ показывает, что основная масса выполненных исследований рассматривает работу гидравлических систем эксплуатирующихся в умеренных климатических зонах и с установившемся характером движения жидкости. Коэффициенты, учитывающие трение жидкости и местные гидравлические сопротивления, берутся для механизмов, работающих при положительных температурах. Вопросам исследования колебания давления уделено очень много внимания, но большинство исследований производились на системах, работающих при температурах жидкости, находящейся в пределах  $50...80^{\circ}\text{C}$ , что не соответствует специфическим условиям работ гидравлических систем в условиях Крайнего Севера. Проведение исследовательских работ по определению динамических нагрузок [3], возникающие из-за колебаний давления рабочей жидкости, пульсацией давления, гидравлических ударов, как

следствие, влияния климатических факторов, помогут выбрать рациональные схемы с целью повышения энергетических возможностей при работе гидроприводов в районах Крайнего Севера.

### Список литературы

1. Афанасенко М. В. Исследование режимов эксплуатации узлов тракторной гидросистемы: дис. ... канд. техн. наук. – Воронеж, 1970.
2. Башта Т. Н. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1974.
3. Бурмистров В.А., Павлов А.И. Исследование взаимосвязи диагностических признаков различных способов тестового диагностирования РВД. Сборник научных трудов: материалы научно-технической конференции (17-20 апреля 2012 г.): в 3 ч., ч. II / под ред. Н. Д. Цхадая. – Ухта: УГТУ, 2012. – С. 133–136.
4. Вардугин В. Н. Исследование влияния низких температур на показатели работы тракторных гидронасосных систем: дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1973.
5. Кальбус Г. Л. Навесные системы и гидромеханизмы сельскохозяйственных тракторов. – Киев: Машгиз, 1964.
6. Некрасов Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. – М.: Машиностроение, 1967.

### Рецензенты:

Сушков С.И., д.т.н., профессор кафедры технологии и машин лесозаготовок ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет», г. Ухта.

Павлов А.И., д.т.н., профессор кафедры лесных, деревообрабатывающих машин и материаловедения ФГБОУ ВПО «Ухтинский государственный технический университет», г. Ухта.